

Desain Sistem Pendingin *Inlet* Air Turbin Gas Menggunakan Sistem Refrigerasi Absorpsi pada PLTGU

Mochamad Burhanul Mustofa ^{1*}, GE Kusuma ², Ekky Nur Budiyo ³

Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal, Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1*}

Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia²

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email: mburhanulm@gmail.com^{1*}; Kusuma.george@gmail.com²; Ekky@ppns.ac.id^{3*};

Abstract - Gas and steam power plant (PLTGU) is a combined cycle between PLTG and PLTU. The parameters to be achieved in order for the PLTG system to work optimally are regulated in ISO 39772. The gas turbine can work optimally if the air temperature enters the compressor 15°C, at 60% moisture and at a pressure of 101.3 kPa. But data from BMKG condition of environment in Gresik mean at temperature 32°C at relative humidity 65% to 85%. Therefore a cooling system is required to cool the inlet air gas turbine. On the other hand the exhaust gas temperature from HRSG still high and can be utilized as the energy source of the absorption cooling system. From the results of balanced energy calculations obtained some results such as the amount of exhaust gases from HRSG of 52952 kW and the power required to cool the inlet air of 22365.65 kW. The result of exergy calculation obtained some results the biggest destroyed of energy in combustor amount of 287369 kW. Five absorption cooling machine LG type WC2N135 is arranged in parallel to achieved the power. When the turbine inlet temperature is 32°C the power is 125251,127 kW otherwise turbin inlet temperature is 15°C the power is 139986,53 kW.

Keyword: Exhaust Gas, Absorption cooling, Exergy

Nomenclature

λ circulation ratio (tanpa satuan) g Percepatan gravitasi (m/s^2) h entalpi (kJ/kg) \dot{m} laju aliran massa (kg/s atau kg/h) η efisiensi (tanpa satuan) P Tekanan (kg/cm^2 atau kPa) ρ massa jenis (kg/m^3) Q Laju perpindahan panas atau laju aliran energi (kW) RH kelembapan relatif (%) T suhu ($^{\circ}C$ atau K) w rasio kelembapan (kg_w/kg_{da}) W Daya dalam bentuk kerja mekanik (kW) v volume spesifik (m^3/kg_{da}) V debit (m^3/s) E^{TOT} Eksergi Total (kW) E^{KN} Eksergi Kinetik (kW) E^{CH} Eksergi Kimia (kW) E^{PT} Eksergi Potensial (kW) E^{PH} Eksergi Fisik (kW) s Entropi Fluida ($kJ/kg \ ^{\circ}C$) s_o Entropi Lingkungan ($kJ/kg \ ^{\circ}C$) T_o Temperatur Lingkungan ($^{\circ}C$)

1. PENDAHULUAN

Combined cycle power plant merupakan gabungan antara PLTG dan PLTU banyak

diterapkan di Indonesia. Meskipun menggunakan PLTG dengan spesifikasi mesin yang sama, di Negara Jepang yang merupakan negara pembuatnya dibandingkan dengan di Indonesia daya yang dihasilkan berbeda karena adanya perbedaan pada kondisi lingkungan sekitar.

ISO 3977-2 mengatur parameter yang harus dipenuhi pada sistem turbin gas antara lain udara masuk kompresor harus pada temperatur 15°C dengan kelembapan 60% pada tekanan 101.3 kPa. Sedangkan dari data BMKG kondisi lingkungan di Gresik rata-rata pada temperatur 35°C dengan kelembapan relative 65% sampai 90%. Hal ini jauh dari parameter yang disyaratkan ISO 3977-2. Sehingga daya output dari turbin gas tidak bisa optimal dikarenakan massa jenis udara yang kecil ketika temperatur tinggi.

Disisi lain temperature gas buang dari turbin gas masih tinggi untuk dimanfaatkan kembali selain untuk HRSG, gas buang dari turbin gas dapat digunakan untuk proses pendinginan *inlet air* kompresor dengan menggunakan metode absorpsi. Metode pendingin absorpsi memanfaatkan temperatur dari gas buang untuk memisahkan antara refrigerant dan absorben di dalam generator. Metode pendingin absorpsi dapat meningkatkan daya output turbin gas sebesar 12,7%[1]. Selain itu pada penelitian lainnya

dikatakan metode pendingin absorpsi yang memanfaatkan sumber panas dari gas buang dapat menaikkan daya sebesar 20% [2]. Dan dari segi ekonomis metode pendingin absorpsi 13% lebih ekonomis daripada metode pendingin evaporative cooling [3].

2. METODOLOGI .

2.1 Siklus Brayton

Temperatur udara masuk kompresor sama dengan temperature udara lingkungan dan tanpa adanya *pressure drop* di *inlet* dan *output ducts* kompresor. Perhitungan siklus brayton di dapatkan dari beberapa referensi jurnal [4][5]. Sehingga tekanan masuk dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$P_0 = P_1 \quad (1)$$

Udara dan hasil pembakaran diasumsikan pada kondisi gas ideal. Tekanan udara keluar dari kompresor (P_2) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$P_2 = r \cdot P_1 \quad (2)$$

Dimana : r = rasio tekanan kompresor

Temperatur keluaran kompresor dapat dihitung menggunakan persamaan *polytropic* dari gas ideal sebagai berikut.

$$T_2 = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] + T_1 \quad (3)$$

Dimana: γ = *specific heat ratio*

Kerja dari kompresor dapat dihitung menggunakan hukum pertama termodinamika dengan persamaan sebagai berikut.

$$W_c = \dot{m}_a \cdot C_{pa,avg} (T_2 - T_1) \quad (4)$$

Dimana: \dot{m}_a = laju aliran massa udara (kg/s)

$C_{pa,avg}$ = Panas spesifik udara pada tekanan konstan (J/kg.K)

Perpindahan panas dari *combustion chamber* dapat ditentukan dengan *energy balanced* menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$Q_{in} = C_{pg,avg} \cdot (T_3 - T_2) \quad (5)$$

Dimana: $C_{pg,avg}$ = Panas spesifik bahan bakar (J/kg.K)

Temperature keluran turbin dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut.

$$T_4 = T_3 - T_2 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (6)$$

Sehingga daya turbin dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$W_t = \dot{m}_T \cdot C_{pg,avg} (T_3 - T_4) \quad (7)$$

Dimana: \dot{m}_T = Total laju aliran massa (kg/s)

$C_{pg,avg}$ = Panas spesifik bahan bakar (J/kg.K)

Sehingga daya bersih yang dihasilkan turbin gas dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut.

$$W_{Net} = W_t - W_c \quad (8)$$

2.2 Eksergi

Analisa eksergi terdiri dari 4 bagian yaitu eksergi fisik, eksergi kimia, eksergi kinetic dan eksergi potensial dimana rumus total eksergi adalah

$$E^{TOT} = E^{KN} + E^{PT} + E^{PH} + E^{CH} \quad (9) \text{ Dimana :}$$

E^{TOT} = Eksergi Total (kW)

E^{PT} = Eksergi Potensial (kW)

E^{KN} = Eksergi Kinetik (kW)

E^{PH} = Eksergi Fisik (kW)

E^{CH} = Eksergi Kimia (kW)

Pada tugas akhir ini Analisa eksergi mengabaikan eksergi kinetic dan eksergi potensial serta perubahan eksergi akibat pengaruh nuklir, magnetic, listrik dan interpasial sehingga total eksergi pada aliran hanya akan terdiri dari 2 komponen utama yaitu eksergi fisik dan eksergi kimia[6][7] Sehingga perhitungan untuk total eksergi adalah

$$E^{TOT} = E^{PH} + E^{CH} \quad (10)$$

$$= m [(h - h_o) - T_o (s - s_o)] + m e^{CH} \quad (11)$$

Dimana : E^{TOT} = Eksergi Total (kW) m

= Laju Fluida (kg/s)

h_o = Entalpi Lingkungan (kJ/kg)

h = Entalpi Fluida (kJ/kg)

T_o = Temperatur Lingkungan ($^{\circ}C$) s

= Entropi Fluida (kJ/kg $^{\circ}C$) s_o

= Entropi Lingkungan (kJ/kg $^{\circ}C$)

Dengan nilai e^{CH} dapat dihitung melalui persamaan berikut:

$$e^{CH} = e^{-\frac{CH}{M}} \quad (12)$$

Dimana: e^{CH} = Nilai Eksergi Molar (kJ/kmol) M =

Massa Molekul Relatif (kg/kmol) e^{-CH} =

Nilai Eksergi Molar standar (kJ/kmol)

Dan eksergi kimia molar standar dapat dicari pada tabel C1 dan C2 pada buku *Thermal Design and Optimization* [8][9]

Laju eksergi yang musnah pada suatu komponen dapat dicari dengan mencari selisih antara eksergi yang masuk dan eksergi yang keluar dengan persamaan sebagai berikut:

$$E_D = E_{in} - E_{out} \quad (13)$$

Dimana : E_D = Eksergi yang musnah (kW)

E_{in} = Eksergi fluida masuk (kW)

E_{out} = Eksergi fluida keluar (kW)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Potensi Gas Buang HRSG

Perhitungan potensi panas dari gas buang HRSG yang akan dimanfaatkan untuk sistem pendingin absorpsi terdapat pada Tabel 1.

Tabel 1. Data Properties Kompresor dan Turbin Gas

Temperature (°C)	Entalphi (kJ/kg)
32	305,6
411	696,6
1150	1543
533	829

Tabel 2. Properties Turbin Gas

Turbin Gas	m _{bb}	m _{udara}	m _{gas}	W _{comp}	W _{turbin}	Q _{in}	η _{thermal}
	Kg/s	Kg/s	Kg/s	kW	kW	kW	
	6,248	33,9	34,02	130,555	243,005	311,685	0,3608

3.1.2 Gas Buang HRSG

Perhitungan *balanced energy* HRSG dilakukan untuk mengetahui seberapa besar panas gas buang dari turbin gas yang diserap oleh komponen-komponen di HRSG. Data yang dihimpun dari PJB UP Gresik telah dikelompokkan menjadi tiga bagian yaitu *water side*, *steam side* dan *preheater*. Dengan demikian, perhitungan tidak perlu dilakukan pada tiap komponen HRSG seperti ditunjukkan pada tabel 3.

Tabel 3. Data Operasi HRSG

Keterangan	Suhu	Tekanan	Flow Rate	Entalpi	Perpindahan Panas
	(°C)	(kPa)	(kg/s)	(kJ/kg)	(kW)
HP feedwater	137,4	10932,968	51,147	585,1	39564
LP feedwater	137,4	15908,030	16,380	588,4	
HP steam	507	7948,946	50,500	3417	210252
LP steam	175,9	658,613	13,583	2774	
Preheater in	50	941,438	63,138	210,1	24405
Preheater out	138,2	1235,638	68,111	582	

Sumber : CCR PLTGU PT PJB UP Gresik

- Laju perpindahan panas masuk HRSG
 $Q_{in HRSG} = Q_{in tg} \cdot (1 - \eta_{th}) = 199235 \text{ kW}$ (13)
- Efisiensi HRSG $\eta_{HRSG} = \frac{Q_{in HRSG} - Q_{fw} - Q_{ph}}{Q_{in HRSG}} = 0,7342$ (14)
- Potensi panas dari gas buang HRSG
 Potensi panas dari gas buang HRSG adalah sisa panas yang tidak diserap oleh komponen HRSG

$$Q_{out HRSG} = Q_{in HRSG} (1 - \eta_{HRSG}) = 52952 \text{ kW}$$
 (15)

3.2 Kebutuhan Pendingin Inlet Air Turbin Gas

Parameter *Inlet air* yang sama pada tiap turbin gas menunjukkan karakteristik yang sama pada tiap *inlet* turbin gas. Dengan demikian, kebutuhan

pendinginan pada tiap *inlet* turbin gas dapat diasumsikan sama.

Tabel 4. Perbandingan Properties Udara aktual dan Standart ISO

Kondisi	Suhu inlet	RH	Tekanan	ρ ₁	W ₁	v ₁	h ₁
	°C	%	kPa	Kg/m ³	Kg _w /Kg _{da}	m ³ /kg _{da}	kJ/kg
Aktual	32	80	101,3	1,125	0,02438	0,89797	94,351
Standart ISO	15	60	101,3	1,22	0,006364	0,823786	31,136

3.2.1 Laju Aliran Massa Udara pada Kondisi ISO

Debit udara masuk kompresor bersifat tetap sehingga sehingga :

$$V = V_1 = V_2$$

Dengan demikian dapat dilakukan perhitungan laju aliran massa udara pada kondisi ISO sebagai berikut.

$$\dot{m}_{u2} = V \rho_2 = 362,096 \text{ kg/s}$$
 (16)

Laju aliran massa udara di atas adalah laju aliran massa udara dengan kelembapan relatif sebesar 60% yang berarti masih mengandung air. Sementara itu, Laju aliran massa udara keringnya dihitung sebagai berikut.

$$\dot{m}_{da} = \frac{\dot{m}_{u2}}{v_2} = 360,2877 \text{ kg}_{da}/\text{s}$$
 (17)

3.2.2 Kebutuhan Pendinginan

Kebutuhan pendingin adalah total energi yang harus diserap dari udara kering yang mengalir untuk dapat mengubah entalpinya dari h₁ menjadi h₂ dikurangi energi yang dimiliki oleh air yang mengalir karena pengembunan. Dengan entalpi sebesar 63,0776 kJ/kg_w untuk air pada suhu 15°C dan tekanan permukaan laut (101,325 kPa) maka kebutuhan pendinginan dapat dihitung sebagai berikut.

$$Q_{evap} = \dot{m}_{da} (h_1 - h_2) = 22366,785 \text{ kW}$$
 (18)

3.2.3 Laju Aliran Massa Air

Mendinginkan udara hingga dibawah titik pengembunannya akan menyebabkan terjadinya pengembunan udara. Pengembunan juga bertujuan untuk mengurangi kelembapan udara yang dalam hal ini dari kondisi kelembapan relative 80% menjadi 60%. Oleh karena itu, laju aliran massa air yang mengembun dihitung sebagai berikut.

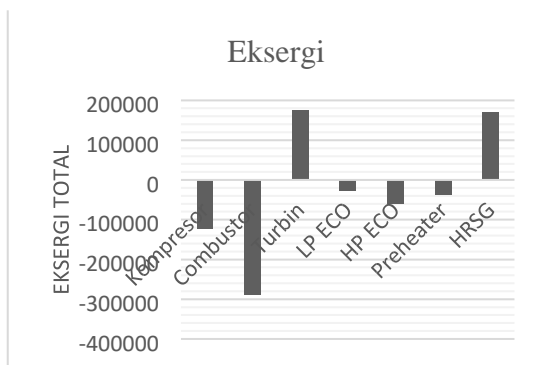
$$\dot{m}_w = \dot{m}_{da} (W_1 - W_2) = 6,497 \text{ kg/s}$$
 (19)

3.3 Analisis Eksergi

Hasil perhitungan eksergi dari unit-unit di *power plant* beberapa komponen ditunjukkan gambar dibawah ini

Model	Cooling capacity	Chilled Water Data			Temperature	Temperature			W turbin	W net
		Temperature	Flow Rate	Connection		Temperature	Flow Rate	Connection		
WC2N135	4636	°C	m ³ /h	mm	32°C	m ³ /h	mm	142	252685,064	125251,127
		12-7	797,7	350	95C-72	53,4	150 ³	3		
					6,248	40930,4348	T ₄	806		
					15°C		T ₃	1423	267263,255	139986,53
							T ₄	806		

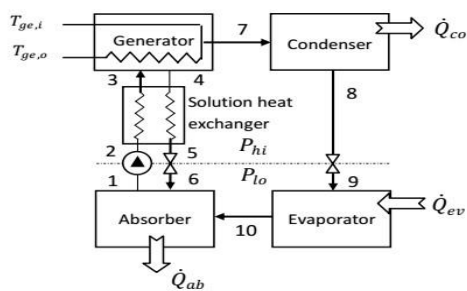
3.4.2 Saluran steam menuju chiller



Gambar 1. Eksergi pada Tiap Komponen

3.4 Sistem Pendingin Absorpsi

Sistem pendingin absorpsi memanfaatkan panas gas buang dari HRSG. Panas tersebut digunakan untuk mengubah air menjadi steam yang selanjutnya digunakan sebagai sumber panas generator pada chiller.



Gambar 2. Skema absorpsi single effect

Tabel 5. Properti Larutan Pada Tiap Titik

Lokasi	Suhu c	Tekanan kPa	Konsentrasi LiBr %	Kondisi	Entalpi kJ/kg	Laju aliran massa
Titik 1	20	0,8	0,5	Larutan encer	50	41,22283
Titik 2	55	7	0,5	Larutan encer	120	41,22283
Titik 3	65	7	0,5	Larutan encer	140	41,22283

Titik 4	95	7	0,65	Larutan pekat	220	31,70987
Titik 5	85	6	0,65	Larutan pekat	190	31,70987
Titik 6	53	0,8	0,65	Larutan pekat	120	31,70987
Titik 7	95	7	0	Uap superheated	2677,95	9,512962
Titik 8	40	7	0	cair jenuh	162,55	9,512962
Titik 9	7	0,8	0	cair jenuh	162,55	9,512962
Titik 10	7	0,8	0	Uap jenuh	2513,74	9,512962

3.4.1 Pemilihan Mesin Pendingin

Sistem pendingin dipilih berdasarkan kebutuhan daya dari evaporator yang selanjutnya disesuaikan dengan chiller yang ada di pasaran. Dengan kebutuhan daya evaporator sebesar 22366,785 kW maka dipasang 5 chiller secara parallel.

Tabel 6. Spesifikasi chiller LG

Kebutuhan daya evaporator sebesar 22366,785 kW maka membutuhkan 5 chiller tipe WC2N135 disusun secara parallel.

Dimana = $Q_{\text{untuk 1 chiller}} = 153,4 \text{ ton/h}$
 Connection = 150 mm
 Spesifik Volume: 0,00104 m³/kg

Perhitungan untuk 5 chiller

$Q_5 = 42,611 \text{ kg/s} \times 5$
 $= 213,0556 \text{ kg/s} \cdot 0,00104 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $= 0,221 \text{ m}^3/\text{s}$

Kecepatan aliran pada tiap pipa

$$Q = v \cdot a = 2,5 \text{ m/s} \quad (20)$$

Diameter pipa utama

$$Q_5 = v \cdot a \quad (21)$$

$$D = \sqrt{\frac{0,884}{8}} = 0,332 \text{ m}$$

Desain *steam drum*

Diasumsikan sistem dapat bertahan selama 1 menit tanpa ada *supply steam* maka kapasitas dari *steam drum* dapat dihitung

$$Q_5 = 0,221 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 0,221 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 60 \text{ s} = 13,26 \text{ m}^3$$

Dari volume tersebut maka dimensi dari *steam drum* dapat direncanakan

$$V = \text{Luas alas} \cdot \text{Tinggi} = 14,718 \text{ m}^3$$

Dengan diameter *steam drum* 2,5 m dan tinggi 3 m kebutuhan *steam* untuk sistem masih dapat di *supply* selama 1 menit jika produksi *steam* berhenti.

3.5 Peningkatan Daya

Setelah adanya penambahan sistem pendingin daya turbin gas akan meningkat dikarenakan adanya kenaikan massa jenis udara yang memasuki kompresor. Peningkatan daya turbin gas dapat dilihat dari tabel 5 dan Tabel 6 dibawah ini

Tabel 7. Kebutuhan Daya Kompresor

	Temperatu re		ρ (udara)	Cp (udara)	\dot{m} udara	W comp
	K	Kg/ m ³				
32° C	T ₁	305	1,157	1,007	333,9	127433,936
	T ₂	684				
15° C	T ₁	288	1,225	1,006	353,524	127350,917
	T ₂	645,875				

Tabel 8. Pertambahan Daya Turbin Gas

4. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan menggunakan parameter yang ada di PLTGU UP Gresik maka didapatkan hasil sebagai berikut:

1. Sistem pendingin absopsi memanfaatkan panas yang dihasilkan dari gas buang HRSG sebesar 52952 kW.
2. Pada analisa eksergi menunjukkan bahwa pada combustor terjadi pemusnahan energi yang paling tinggi yaitu sebesar 287369 kW.
3. Kebutuhan daya pada evaporator yang digunakan untuk mendinginkan *inlet air* turbin dari temperature 32°C menjadi 15°C sebesar 22366,785 kW. Daya tersebut didapatkan dari lima mesin pendingin absorpsi merk LG tipe WC2N135 yang disusun secara parallel.

4. Komponen generator di rencanakan pada temperatur 95°C pada tekanan 7 kPa dengan konsentrasi lithium bromide 65% (air + Libr) , komponen kondensor di rencakan pada temperatur 40°C pada tekanan 7 kPa (air) , komponen evaporator di rencanakan pada temperatur 7°C pada tekanan 0,8 kPa (air) dan komponen absorber di rencanakan pada temperatur 25°C pada tekanan 0,8 kPa dengan konsentrasi lithium bromide 50% (air + Libr).
5. Pada saat temperatur *inlet air* turbin 32°C daya yang dihasilkan turbin gas sebesar 125251,127 kW sedangkan saat temperatur *inlet air* turbin 15°C daya yang dihasilkan turbin gas sebesar 139986,53 kW.

5. PUSTAKA

- [1] A. Paula, P. Santos, C. R. Andrade, and E. L. Zapparoli, "Comparison of Different Gas Turbine Inlet Air Cooling Methods," vol. 6, no. 1, pp. 1–6, 2012.
- [2] S. A. Sakhaei and M. Safari, "Study and Comparison of Inlet Air Cooling Technique of Gas Turbines and Their Effects on Increase of the Efficiency and Outlet Power," vol. 2, no. 4, 2014.
- [3] A. A. El-shazly, M. Elhelw, M. M. Sorour, and W. M. El-maghlany, "Gas turbine performance enhancement via utilizing different integrated turbine inlet cooling techniques," *Alexandria Eng. J.*, vol. 55, no. 3, pp. 1903–1914, 2016.
- [4] A. P. Santos *et al.*, "Analysis of Gas Turbine Performance with Inlet Air Cooling Techniques Applied to Brazilian Sites International Organization for Standardization," vol. 4, no. 3, pp. 341–353, 2012.
- [5] M. M. R. T. K. I. and A. N. Abdalla, "Thermodynamic performance analysis of gas-turbine power-plant," vol. 6, no. 14, pp. 3539–3550, 2011.
- [6] A. Karyadi, C. Rangkuti, J. T. Mesin, F. T. Industri, and U. Trisakti, "Analisa Energi Dan Eksergi Pembangkit Listrik Tenaga Uap," pp. 1–9, 2016.
- [7] A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Second. Canada: John Wiley & Sons, Inc, 1997.
- [8] G. Tsatsaronis, A. Bejan, and M. Moran, *Thermal Design And Optimization*. Canada: John Wiley & Sons, Inc, 1996.
- [9] H. N. Shapiro and M. J. Moran, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Fifth. Chichester: John Wiley & Sons, Inc, 2006.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”